

Конструкция ДВС

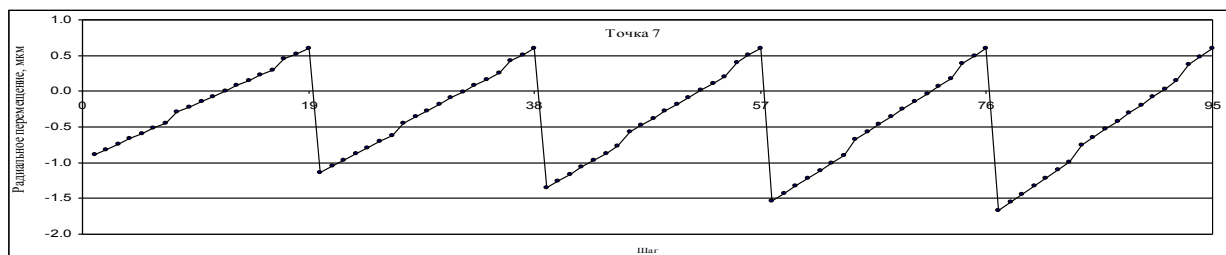


Рис. 7. Радиальные перемещения точки 7 (уточненный анализ)

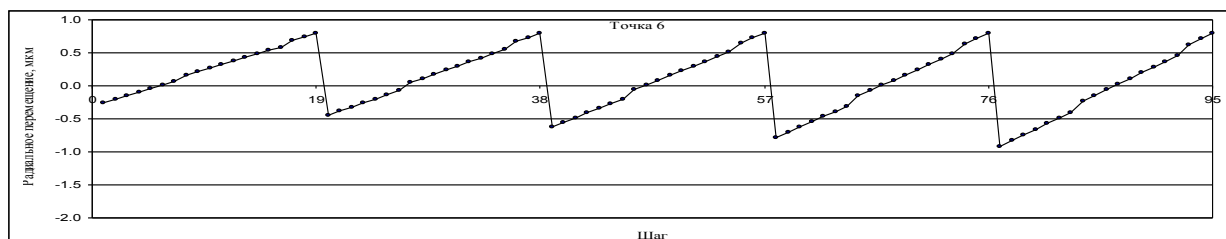


Рис. 8. Радиальные перемещения точки 6 (уточненный анализ)

Список литературы:

1. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Прогрессивные решения при проектировании и производстве поршней для автомобильных двигателей// Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – С.132-135. 2. Сапич

Н.Л., Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака в производстве// Двигатели внутреннего сгорания.-2005.-№2.-С.111-114.

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, С.А. Король, канд. техн. наук, А.И. Деряченко, инж.

УТОЧНЕННАЯ МОДЕЛЬ ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ ДЛЯ ПРУЖИН КЛАПАНОВ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Введение.

Современный этап развития техники отличает переход к выпуску высокотехнологичной и наукоемкой продукции. В дизелестроении это в первую очередь относится к производству топливной аппаратуры, от совершенства которой в определяющей степени зависят экономические и экологические показатели

двигателя. Микронные допуски, использование высокопрочных материалов, предельная динамичность и ранее отличали топливные системы от других узлов дизеля и требовали привлечения современных методов для их динамического анализа и гидродинамического расчета.

Известны случаи, когда ошибки, допущенные

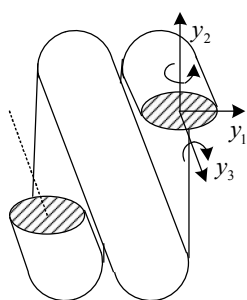


Рис.1. Координаты сечения (перемещение, углы изгиба и кручения)

при динамическом анализе, приводили к большим экономическим потерям; достаточно вспомнить произошедший в начале 80-ых годов массовый отказ форсунок при эксплуатации самосвалов «БелАЗ» на карьерах

Якутии. Причиной отказа были поломки форсуночных пружин, что активизировало работы по созданию методов их динамического расчёта. При этом вспомнили случаи, связанные с отказами новых двигателей на китобойных судах; причинами отказов были нерасчётные колебания витков пружины плунжера топливного насоса, приведшие к отрыву ролика от кулачка и их последующему разрушению после соударения. Определённые коррективы в руководства по проектированию были внесены, но, к сожалению, широкого внедрения методов динамического анализа пружин дизельной топливной аппаратуры в инженерную практику не произошло до сих пор.

Традиционные методы учёта динамических факторов, связанные с установлением соответствующих коэффициентов запаса, основываются на опыте экспериментального исследования имеющихся образцов и в настоящее время, в условиях перехода к использованию принципиально новых узлов, оказались малоэффективными. Показательным является то, что применение перспективного типа топливных систем с электронным управлением впрыскивания увеличивает актуальность использования при их проектировании современных методов динамического анализа цилиндрических пружин. В электрогидроуправляемых форсунках по сравнению с аппаратурой традиционного типа число установленных клапанных пружин возрастает (иногда – в 2 - 3

раза), а время срабатывания клапанов уменьшается на порядок.

Отличительными особенностями разрабатываемых методов динамического анализа пружин являются их универсальность (то есть применимость для анализа стальной пружины с предельно малым или большим индексом и числом витков, что особенно актуально для дизельных топливных систем), а также строгий учёт динамических факторов, влияющих на работу топливной аппаратуры. Эти особенности отвечают основным тенденциям развития дизелестроения, в частности, неизбежному повышению сложности топливных систем, и позволят сохранить актуальность предлагаемых методов и в будущем.

Цилиндрическая пружина клапана или форсунки (в отличие, напр., от дизеля в целом) относится к тем динамическим объектам, для которых возможно полное математическое описание, базирующееся на непосредственном применении основных законов механики. Известно, что главным препятствием на пути создания замкнутого описания является неопределённость в моделировании сил трения. Для пружин дизельной топливной аппаратуры в [1-3] эта проблема была решена в отношении двух видов трения – внутреннего (в материале) и граничного (в опорах), для чего было проведено комплексное экспериментальное исследование с записью осциллограмм колебаний витков, а также определением температуры разогрева пружины при колебаниях. В [4] описан метод учёта внешнего трения и дана формула для коэффициента трения; однако, метод и формула не отвечают условиям работы всех клапанных пружин топливной аппаратуры и требуют уточнения.

Новые формулы для сил и коэффициентов трения получены расчётным путём на основе применения законов гидромеханики, что сохранило замкнутость системы уравнений математической модели.

Постановка задачи

В работе [4] использован традиционный подход к учёту внешнего трения при колебаниях пружин, основанный на применении формулы для силы лобового сопротивления со стороны обтекающего потока жидкости или газа. Матричная запись дифференциальных уравнений и граничных условий модели имеет вид:

$$\begin{aligned} M \cdot (\ddot{y} + \mu \cdot \dot{y}) &= ((\partial / \partial \theta) \cdot I - B) \cdot (q + f \cdot F[q]) ; \\ C \cdot q &= ((\partial / \partial \theta) \cdot I + B^T) \cdot y \end{aligned} \quad (1)$$

$$y(\theta_0) + G_+ \cdot q(\theta_0) = 0 ; \quad y(-\theta_0) + G_- \cdot q(-\theta_0) = y_0(t)$$

где y, q – векторы нормированных координат и обобщённых сил поперечного сечения пружины (рис.1); θ – координата винтовой оси пружины, $\theta \in [-\theta_0; \theta_0]$, $\theta_0 = \pi \cdot i_e$; i_e – число рабочих витков; M, C – диагональные матрицы инерционных коэффициентов и коэффициентов податливости; B – матрица связи координат; I – единичная матрица; G_+, G_- – матрицы податливости опорных витков; μ, f – коэффициенты внешнего и внутреннего трения; $F[.]$ – оператор гистерезисного трения; y_0 – координаты движущейся опоры; t – время.

Силы и моменты внешнего трения, учитываемые в уравнении (1), пропорциональны скоростям изменения координат; такое трение далее будем называть *линейным*. Заметим, что для кручения и изгиба коэффициенты пропорциональности могут отличаться от μ , однако, в силу малой величины соответствующих моментов трения, этим различием допустимо пренебрегать.

При описании внутреннего трения использована гипотеза об его гистерезисной природе, которая подтверждена экспериментами [1,2]. Логарифмический декремент внутреннего трения по результатам исследования пружин плунжеров и форсунок (без топлива в корпусе) составил 0.03 ... 0.04.

Внешнее трение действует на пружины клапа-

нов и форсунок; значение коэффициента внешнего трения μ в [4] было найдено линеаризацией формулы из справочника [5] для силы сопротивления движению обтекаемого тела:

$$\mu = k \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (V_{cp} / \pi) \cdot (\Delta d_1^{-1} + \Delta d_2^{-1}), \quad (2)$$

где $k \approx 0.4$; ρ_T, ρ – плотности топлива и стали; V_{cp} – средняя квадратичная скорость витков; $\Delta d_{1,2}$ – диаметральные зазоры между пружиной и стенками канала, в котором она установлена.

Использованная модель приемлема для анализа пружины, размещённой в просторном резервуаре и навитой с большим межвитковым зазором. Для ряда пружин дизельной топливной аппаратуры, указанные допущения не выполняются, что приводит к необходимости уточнения расчётных формул для определения коэффициентов внешнего трения.

Математическая модель демпфирования колебаний пружины в узком канале

Величина внешнего линейного трения зависит не только от скорости витка пружины, но и от скорости и направления течения среды. Если пружина установлена в широком резервуаре с жидкостью, то скорость движения среды принимается равной 0; именно такое предположение было использовано в [4]. Далее рассматривается случай размещения неподвижной опоры и большей части рабочих витков пружины в цилиндрическом глухом канале; здесь жидкость, вытесняемая движущимся витком, проходит через зазоры навстречу его перемещению.

Схема движения витка пружины и обтекающей жидкости представлена на рис.2. На схеме вдоль оси пружины размещён вытеснитель, используемый во многих клапанах дизельной топливной аппаратуры. Если вытеснитель отсутствует, то выполнено соотношение между величинами зазора и диаметров:

$$\Delta h_2 = D / 2 - d / 2. \quad (3)$$

Вывод формулы для силы лобового сопротивления базируется на следующих допущениях:

- жидкость принимается несжимаемой;
- объёмной скоростью течения жидкости вдоль витка можно пренебречь;
- сжатие и расширение жидкости при течении через зазоры $\Delta h_{1,2}$ подчиняется закону Бернулли и теореме Борда (закону потеранных скоростей [6]).

Обоснованием первого допущения является низкий перепад давлений в омывающей жидкости. Второе допущение связано с малым углом подъёма витков пружины (обычно он не превосходит 5°), а также с тем, что площади каналов для течения жидкости в продольном и поперечном направлении имеют близкие значения; в силу этих причин проекция соответствующей скорости течения на направление оси пружины оказывается пренебрежимо малой. Третье допущение при анализе аналогичных течений, возникающих, в элементах дизельной топливной аппаратуры [7,8], является общепринятым.

Пусть f_{np} - площадь поперечного сечения канала, занимаемая фрагментом пружины $\Delta\varphi$ (рис.2),

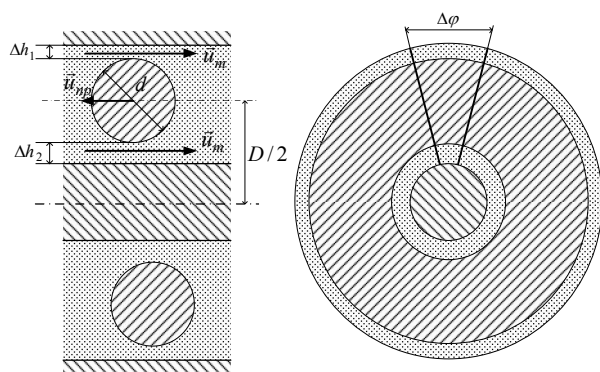


Рис. 2. Схема течения жидкости при движении пружины в тесном канале

$$f_{np} = 0.5 \cdot D \cdot d \cdot \Delta\varphi,$$

а $f_{заз1}$ $f_{заз2}$ - площади соответствующих зазоров,

$$f_{заз1} = \Delta\varphi \cdot \Delta h_1 (D + d + \Delta h_1) / 2,$$

$$f_{заз2} = \Delta\varphi \cdot \Delta h_2 (D - d - \Delta h_2) / 2.$$

Следствием несжимаемости является равенство

$$f_{np} \cdot u_{np} = (\mu_p f_{заз1} + \mu_p f_{заз2}) \cdot u_m, \quad (4)$$

где μ_p - коэффициент расхода; $\mu_p \approx 0.7 \dots 0.8$.

Из равенства (4) следует формула для коэффициента $K_c = f_{np} / (\mu_p f_{заз1} + \mu_p f_{заз2})$ увеличения скорости в суммарном зазоре:

$$K_c = \frac{(1/\mu_p) d D}{D(\Delta h_1 + \Delta h_2) + (\Delta h_1 - \Delta h_2)(d + \Delta h_1 + \Delta h_2)}.$$

Обозначим суммарную ширину зазоров h_z , высоту канала h_k и «перекос» зазора Δh_z :

$$h_z = \Delta h_1 + \Delta h_2; \quad \Delta h_z = \Delta h_1 - \Delta h_2.$$

$$\text{Тогда } K_c = \frac{d}{\mu_p (h_z + \Delta h_z \cdot h_k / D)}. \quad (5)$$

При установке пружины в тесном зазоре этот коэффициент достигает значения 3 ... 4 и более; с учётом характерного значения скорости $u_{np} \approx 1 \dots 2$ м/с максимальная скорость течения жидкости в зазоре приближается к 10 м/с, чему, в соответствии с законом Бернулли отвечает изменение давления на 0.04 ... 0.05 МПа. Малое изменение давления подтверждает правомерность допущения о несжимаемости жидкости и означает, что при движении пружины давление в зазоре не может снизиться до значений, приводящих к разрывам сплошности.

Знаменатель формулы (5) определяет ширину зазора, эквивалентного имеющимся; величину этого эквивалентного зазора будем обозначать h_z^* .

На величину h_z^* ширина внешнего зазора оказывает более сильное влияние, чем внутреннего; для пружин с малым индексом площадь внутреннего канала $f_{заз2}$ оказывается меньшей (или несущественно большей) площади $f_{заз1}$ и в том случае, когда отсутствует вытеснитель.

В силу теоремы Борда и равенства (4) перепад давления ΔP жидкости при протекании через зазор h_3^* удовлетворяет равенству

$$\mu_p \cdot f_{\text{аз}} \sqrt{(2/\rho_T) |\Delta P|} = f_{np} u_{np},$$

или, что эквивалентно,

$$\Delta P = (\rho_T / 2) (d / h_3^*)^2 |u_{np}| \cdot u_{np}.$$

Используя это равенство, найдём силу давления $f_{np} \cdot \Delta P$ жидкости на фрагмент пружины и разделим полученную величину на массу фрагмента

$$M_{np} = \Delta \varphi / 2 \cdot \rho \cdot (\pi d^2 / 4) \cdot D, \quad (6)$$

а также на скорость пружины u_{np} . Полученная величина имеет размерность времени и, в соответствии с формулой (1), является коэффициентом внешнего линейного трения

$$\mu = (4/\pi) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (K_c^2) \cdot |u_{np} / d|; \quad (7)$$

ему отвечает логарифмический декремент затухания колебаний

$$d_\mu = \mu \cdot T_n = (4/\pi) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (K_c^2) \cdot T_n \cdot |u_{np} / d|,$$

где T_n - основной период колебаний пружины.

При использовании формулы (7) в расчётном комплексе [4] скорость пружины u_{np} заменяется среднеквадратичным значением V_{cp} .

При $K_c > 1$ стеснённость потока увеличивает силу сопротивления (по сравнению с (2)) в 5 и более раз.

Расчёт коэффициента внешнего вязкого трения

Покажем, что наряду с линейным трением на пружину действует ещё одна сила, связанная с относительным движением витков. По своему математическому описанию она подчиняется модели вязкого трения Кельвина – Фойгхта, поэтому соответствующую силу назовём силой внешнего вязкого трения.

Уменьшение межвиткового зазора сопровождается движением жидкости в направлениях, перпендикулярных к оси пружины (рис.4), что, влечёт изменение давления в зазоре. В результате на сечение витка слева и справа действуют силы давления жидкости. При равномерном изменении зазора по длине пружины (при медленных деформациях) равнодействующая сил давления на сечение витка равна нулю, но в динамике зазор изменяется неравномерно, и эта равнодействующая нулю не равна.

Для определения силы расположим ось координат, как показано на рис.3, и запишем уравнение изменения давления в зазоре между осью и витком:

$$d/dz \left((2/\rho_T) P + u^2 \right) = -2u^2 \cdot d \ln h / dz. \quad (8)$$

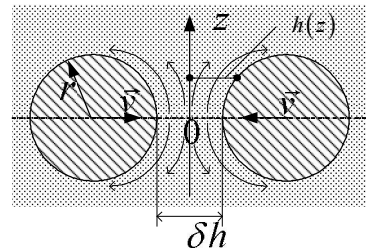


Рис.3. Течение жидкости при уменьшении межвиткового зазора

Пренебрежение сжимаемостью топлива эквивалентно равенству

$$h \cdot u = V \cdot z,$$

где V - скорость перемещения витка к оси, равная половине скорости уменьшения межвиткового зазора.

Используем это равенство в уравнении (8) и получим:

$$d/dz \left((2/\rho_T) P \right) = -2u^2 / z = -2V^2 \cdot z / h^2, \quad (9)$$

где $h(z) = \delta r - \sqrt{r^2 - z^2} + r$; δr - половина межвиткового зазора δh .

В результате интегрирования (9) с учётом граничного условия $P(r) = 0$ получаем

$$\frac{P}{\rho_T} = V^2 \left(\ln \left(1 - \frac{\sqrt{r^2 - z^2}}{\delta r + r} \right) + \frac{\sqrt{r^2 - z^2}}{\delta r + r - \sqrt{r^2 - z^2}} \right).$$

Интегрирование равенства по координате z в пределах сечения определяет среднее давление P_{cp} :

$$P_{cp} = (\rho_T / 2) \cdot V^2 \cdot K,$$

где

$$K = 2 \left(2 \cdot \frac{2a^2 - 1}{\sqrt{a^2 - 1}} \arctg \sqrt{\frac{a+1}{a-1}} - 2 - \pi a \right);$$

a - межцентровое относительное расстояние;

$$a = 1 + \delta r / r = 1 + \delta h / d \quad (\text{рис.4}).$$

Равнодействующая сила давления F_T зависит от скорости уменьшения межвиткового зазора справа и слева от сечения:

$$V_{np} = \frac{u(x + \pi D) - u(x)}{2} \approx \frac{\pi D}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} u(x + \pi D / 2);$$

$$V_{лев} = \frac{u(x) - u(x - \pi D)}{2} \approx \frac{\pi D}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} u(x - \pi D / 2);$$

$$F_T = d(\pi D)^3 \frac{\rho_T}{8} K \cdot 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x}(x) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x) \right).$$

В ходе работы пружины межвитковый зазор и уменьшается и увеличивается; универсальная формула для среднего давления имеет вид:

$$P_{cp} = \frac{\rho_T^2}{2} V \cdot |V| \cdot K.$$

Соответственно этому выражению изменяется формула для равнодействующей силы:

$$F_T = \frac{1}{4} d(\pi D)^3 \rho_T \cdot K \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (10)$$

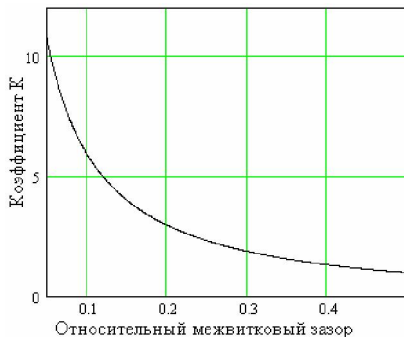


Рис.4. Зависимость коэффициента K от межвиткового зазора δr

Используем формулу (10) для определения коэффициента вязкого внешнего трения μ_1 .

Этот коэффициент входит в операторное уравнение пружины, получаемое из системы уравнений (1) после исключения вектора обобщённых сил q :

$$M(\ddot{y} + \mu \cdot \dot{y}) = L[y + f \cdot F[\dot{y}] + \mu_1 \cdot \dot{y}].$$

Для этой цели находим величину силы сопротивления для фрагмента пружины длиной $\Delta \varphi \cdot D / 2$:

$$F_T = (\Delta \varphi / 8) \cdot d \pi^3 D^4 \cdot \rho_T \cdot K \cdot |\partial u / \partial x| \cdot \partial^2 u / \partial x^2,$$

и делим её на массу фрагмента M_{np} (см. (6)).

В результате получаем ускорение торможения, связанное с действием вязкого внешнего трения

$$\ddot{y}_{тор} = K \cdot (\pi^2 D^3 / d) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot \partial^2 y / \partial x^2 \cdot |\partial u / \partial x|.$$

Учитываем, что ускорение, вызванное силой упругости, для простейшей модели пружины (эквивалентного стержня) определяется формулой

$$\ddot{y}_{упр} = \alpha^2 \cdot \partial^2 y / \partial x^2,$$

где α - скорость звука в стержне, $\alpha = 4 \cdot \pi \cdot i_g \cdot D / T_n$.

Коэффициент μ_1 равен отношению ускорений:

$$\mu_1 = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\pi^2 D^3}{d} \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot K \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\pi D^2}{d} \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot K \cdot |\Delta u|,$$

где $|\Delta u| = \pi D |\partial u / \partial x|$ - скорость изменения зазора.

Учитываем формулу для скорости a и получаем:

$$\mu_1 = T_n^2 / (4 \pi \cdot i_g^2) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot K \cdot |\Delta u / d|. \quad (11)$$

В завершении вывода получаем формулу для логарифмического декремента затухания (на основной собственной частоте ω_1):

$$d_{\mu 1} = \mu_1 \cdot \omega_1^2 \cdot T_n = (\pi T_n / i_g^2) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot K \cdot |\Delta u / d|. \quad (12)$$

Величина этого декремента, как правило, меньше величины d_{μ} декремента линейного трения:

$$d_{\mu 1} / d_{\mu} \approx (K / K_c^2) \cdot (\pi / (2 \cdot i_g))^2 < 1;$$

при выводе было принято, что $\Delta u \approx V_{cp}$.

Но квадратичная зависимость декремента вяз-

кого трения от частоты изменяет это соотношения для старших гармоник и интенсивно демпфирует все колебания из высокочастотной части спектра.

Аналогичное замечание справедливо для сравнения внешнего вязкого трения с внутренним гистерезисным и сухим трением в опорах.

Показательным является то, что полученный коэффициент вязкого внешнего трения (как и коэффициент линейного внешнего трения) определяется не вязкостью топлива, а его плотностью. Это объясняется тем, что в рассматриваемом диапазоне зазоров $\Delta h > 0.01 \text{ мм}$ силы инерции топлива во много раз превосходят силы вязкости.

Пример динамического расчёта пружины обратного клапана

Обратный клапан топливной аппаратуры, схема которого дана на рис.5, перемещается вместе с нагнетательным клапаном, а в

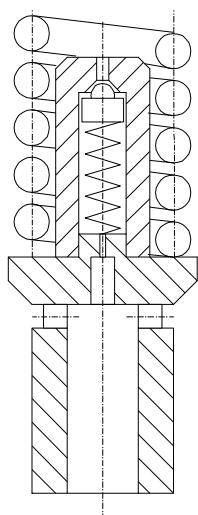


Рис.5. Клапан двойного действия конструкции ЯЗДА

конце рабочего цикла приоткрывается для стравливания лишнего топлива и регулирования остаточного давления. Собственные перемещения обратного клапана малы, имеют невысокую интенсивность и не требуют использования динамических моделей для расчёта силы пружины.

В то же время, интенсивное перемещение нагнетательного клапана приводит к существенным вибрационным колебаниям пружины обратного клапана. Графики изменения силы пружины, действующей у опор, показаны на рис.6. При расчётах учитывалось внутреннее гистерезисное трение (декремент 0.04) и сухое трение в опорах (декремент 0.03).

Главной особенностью динамического анализа

данной пружины является синхронное движение опор, чему соответствуют изменённые граничные условия в системе уравнений (1):

$$y(\theta_0) + G_+ q(\theta_0) = y_0(t); \quad y(-\theta_0) + G_- q(-\theta_0) = y_0(t).$$

Статическая деформация пружины остаётся постоянной, а соответствующая ей деформационная динамическая задача из рассмотрения исключается. Следствием является постоянство суммарной силы, с которой пружина действует на корпус (рис.6).

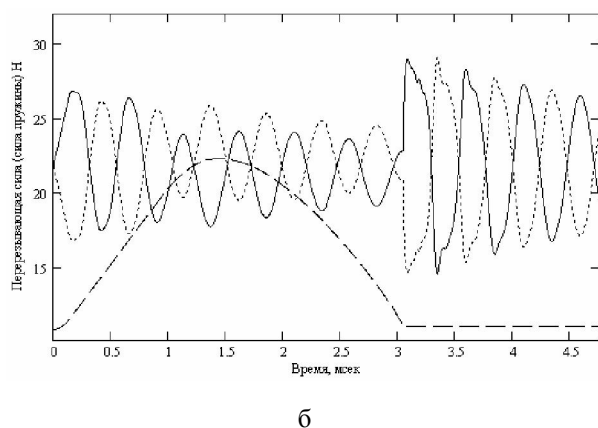
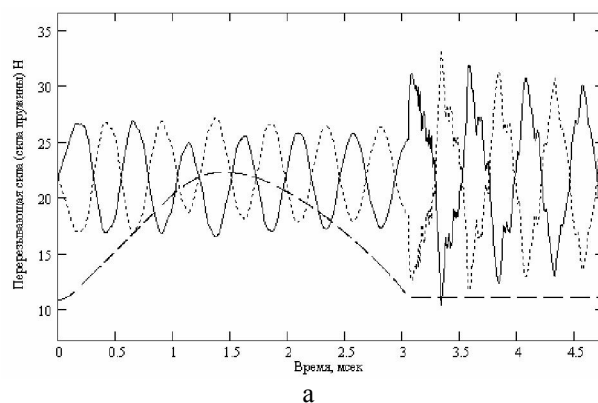


Рис.6. Колебания силы пружины обратного клапана топливного насоса дизеля КамАЗ-7405 при рабочих перемещениях нагнетательного клапана

(сплошная линия - у нижней опоры, точечная - у верхней опоры, пунктирная - пропорциональна перемещению нагнетательного клапана).

а - расчёт без учёта внешнего трения;

б - учтено внешнее трение: линейное (декремент 0,03) и вязкое (декремент 0,004)

Другой особенностью являлось то, что пружина обратного клапана установлена в тесном канале, постоянно заполненном дизельным топливом, и имела

малые межвитковые зазоры. Поэтому для расчета использована уточненная модель внешнего трения.

Кроме того, в анализируемом случае стенки канала перемещаются синхронно с перемещением опор пружины. Для учёта этой особенности во всех формулах, где анализируется внешнее линейное трение, в том числе в формуле для коэффициента трения (7), используется относительная скорость витка

$$u_{от} = u_{пр} - u_{оп},$$

где $u_{оп}$ - скорость движения опор.

Внешнее трение привело к дополнительному затуханию колебаний, но не смогло существенно ограничить высокую амплитуду колебаний, возникающих при ударе несущего нагнетательного клапана об своё седло. В результате расчёта выявлено заметное снижение силы пружины (соответственно, в 2 и в 1.5 раза) от её статического уровня $F_0 = 22Н$ и, как следствие, несвоевременное открытие обратного клапана, что привело к отклонению уровня остаточного давления топлива от проектного значения. Экспериментальные данные, подтверждающие этот вывод, приведены в [9].

Выводы

1. Получена формула для определения коэффициента внешнего линейного трения, действующего на пружину, установленную в тесном канале.

2. Уточнена модель внешнего трения для пружины, имеющей малый межвитковый зазор, и получена формула для коэффициента вязкого трения.

3. Доказана актуальность уточнённой модели внешнего трения для динамического анализа обратных клапанов дизельной топливной аппаратуры.

4. Показано, что колебания пружин служат причиной нестабильной работы обратных клапанов.

Список литературы.

1. Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Экспериментальное и расчётное исследование колебаний витков дизельной форсунки // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2005.-Вип.№1(30).-С.45-52.
2. Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Экспериментальное и расчётное исследование выделения тепла в пружинах дизельной топливной аппаратуры // Вісник КДПУ- Кременчук, 2006.-Вип.№2 (37).-С.46-48.
3. Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Численно-аналитический метод расчёта колебаний пружины с учётом трения в опорах // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2006.- Вип.№5(40). - С.83-85.
4. Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Динамика пружин дизельной топливной аппаратуры // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2005, - № 1, - С.90-99.
5. Х. Кухлинг. Справочник по физике.– М.: Наука, 1982.
6. Справочник по гидравлике /под редакцией Большакова В.А./ . – К.: Вища школа, 1984.
7. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей.– М: Легион-Автодата, 2004.
8. Єроценков С.А., Григор'єв О.Л., Бондар Є.М. Уточнена математична модель плоского клапана дизельної форсунки// Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті. Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2006.–Вип.70. – С.27-38.
9. Григорьев А.Л. Анализ условий устойчивости обратного клапана дизельного топливного насоса // Двигатели внутреннего сгорания, - Харьков, 2002. - № 1 - С. 8-13.